ABS control – A DESIGN MODEL AND CONTROL STRUCTURE

BUREAU D'ÉTUDE

INTRODUCTION:

L'objectif principale d'ABS est le contrôle du blocage des roues, depuis la première apparition de ce système à la fin des années 70, la force de freinage était fourni par des actionneurs hydrauliques, dans la dernière génération de ce système de freinage par câbles les actionneurs électromécaniques sont devenus plus capables et performants en assurant des forces de freinages continuellement variables et différentes par rapport aux roues.
Tel genre d'actionneurs sont capable de performances supérieures, nécessitant de nouveaux contrôleurs capable d'exploiter pleinement ces capacités.
La consigne de glissement est censée être fourni par un niveau supérieur dans la hiérarchie comme le système ESP.
Le problème de contrôle est incertain à cause des caractéristiques de frottement de pneus, alors cet article propose une méthode de synthèses qui gère les incertitudes induites principalement par la courbe de frottement.

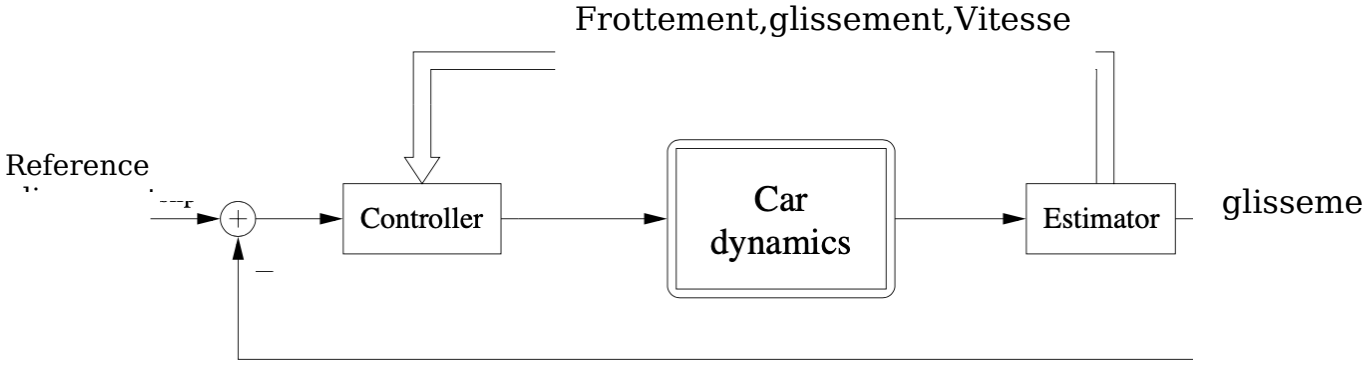


Figure 1 contrôle de l'ABS

LE PROBLÈME DE CONCEPTION:

L’objectif du contrôle est de suivre une trajectoire de référence, seul le mouvement longitudinale est considéré. Lors d’un freinage il existe des différences entre les roues av et ar ainsi gauche et droite du su tangage.
Lors de la conception seul une modèle du quart de voiture peut être considéré, alors le contrôleur est appliqué à chaque roue, quel que soit l’emplacement de la voiture .

LE MODÈLE DE QUART DE VOITURE:

$$j\dot{w} = rFx - Tb$$

$$m\dot{v} = -Fx$$

Avec

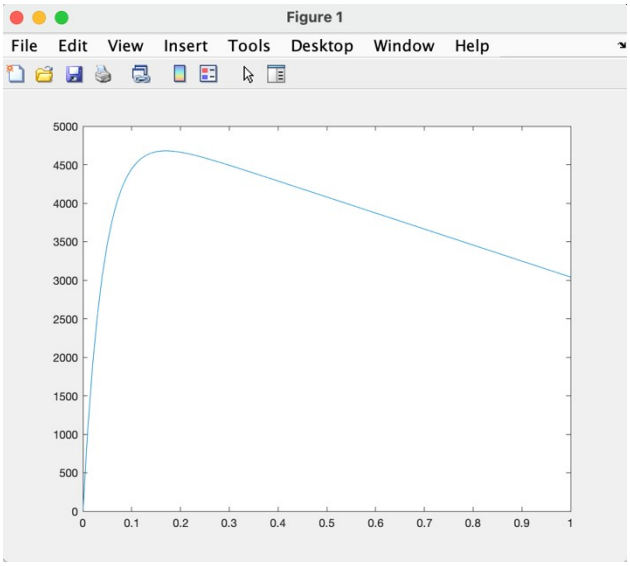
-m mass du quart de voiture.
-v vitesse.
-w vitesse angulaire de la voiture.
-fz force verticale.
-fx force de frottement des pneus.
-Tb couple de frein.
-r rayon de la roue
-j inertie de la roue

Le glissement est défini par : $$\lambda = \frac{v - wr}{v}$$

◊ La Courbe de frottement :

Code : affichage :

```
s=0:0.01:1;
m=1200;
j=2.65;
r=2;
fz=4000;
c1=1.28;
c2=23.99;
p=1.202;
c3=0.52;
cd=0.5;
A=1.95;
u=c1*(1-exp(-c2*s))-c3*s;
fx=fz*u;
plot(s,fx)
```



- une roue bloquée est décrite par s=0
- une roue libre est décrite par s=1

MODÈLE DE CONCEPTION PROPOSÉ :

A partir des équations de mouvement en tenant compte du fait que la vitesse de la voiture varie beaucoup plus lentement que les autres on obtient la dynamique du glissement du pneu :

$$\dot{\lambda} v = \frac{r}{j} Tb - \frac{r^2 Fz\mu}{j}$$

En ajoutant la temporisation T le modèle peut être synthétisé comme suit :

$$\dot{\lambda}(t)\, v = -\beta\mu(\lambda(t)) + \alpha u(t-T)$$

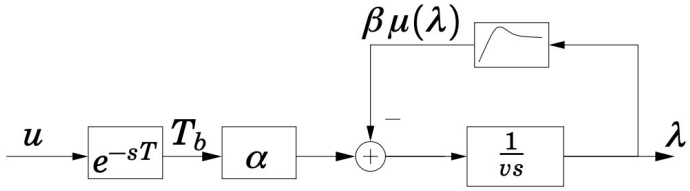


Figure 2 modèle d'un ABS

LA STRUCTURE DE CONTOLRE :

La structure de contrôle proposée est en fonction de la valeur de glissement des pneu , de la vitesse sur sol et du frottement maximal nommé μH.

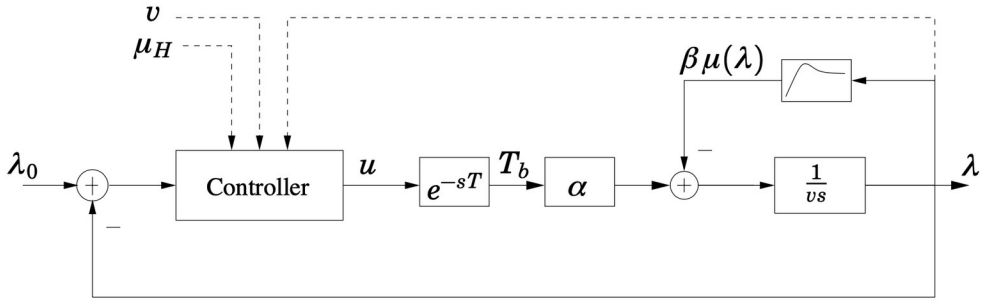


Figure 3 schéma de contrôle d'un ABS

Le glissement du pneu et le coefficient de frottement maximal ne sont pas mesurables, mais ils sont estimés. la Vitesse de la voiture en fonction de la vitesse des roues et de l'accélération est estimée par Un filtre Kalman .
Une estimation rapide du coefficient de frottement à chaque roue est obtenu par un observateur.
L'idée principale derrière la conception du contrôle de glissement est d'utiliser quelques contrôleurs linéaires qui stabilisent le système pour différentes pente du courbe de frottement et qui tolèrent les variations dues à la diminution du vitesse sur sol.

CONCEPTION D’UN CONTROLEUR LOCAL LINEAIRE :

En raison de la grande incertitude du processus réel, il est naturel de rechercher un contrôleur robuste qui peut facilement être réglé dans le véhicule d'essai. Par conséquent, Des contrôleurs PI sont utilisés et les gains sont programmés en fonction des trois variables(le glissement des pneu ,la vitesse sur sol et le frottement maximal).

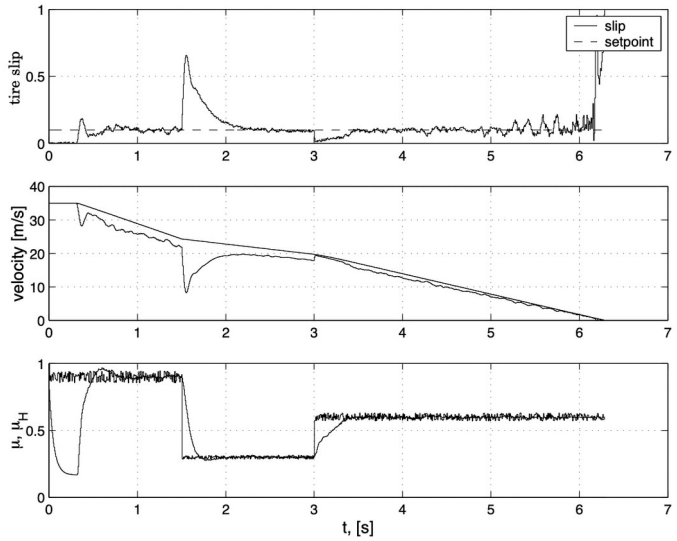


Figure 4 schéma de contrôle d’un ABS

Le premier graph montre l’estimation du glissement et son point de consigne, le deuxième représente la vitesse et la vitesse linéaire des roues , la différence entre les deux est donnée par le patinage des pneus mis à l’échelle par la vitesse v du véhicule.
Le troisième montre l’estimation du frottement maximal et le frottement maximal utilisé dans la simulation.

PLANNIFICATION :

Les contrôleurs robustes locaux ont été conçus pour gérer différentes pentes sur la courbe de frottement à différentes vitesses. En ordonnant les gains K, Ki le contrôleur peut être adapté au fonctionnement actuel mode/position sur la courbe de frottement estimée. Dans les résultats présentés ci-dessous, seuls deux contrôleurs PI locaux sont utilisés, donc quatre paramètres.
La restriction à deux contrôleurs locaux est basée sur l'observation qu'il y a généralement un maximum sur la courbe de frottement, et à gauche de celui-ci il y a est une région de pente positive, tandis qu'à droite du sommet (le pneu patine jusqu'à 0,5 sont considérés) il y a une région avec une pente négative qui tend à s'aplatir dehors pour des glissades plus élevées.

SIMULATION :

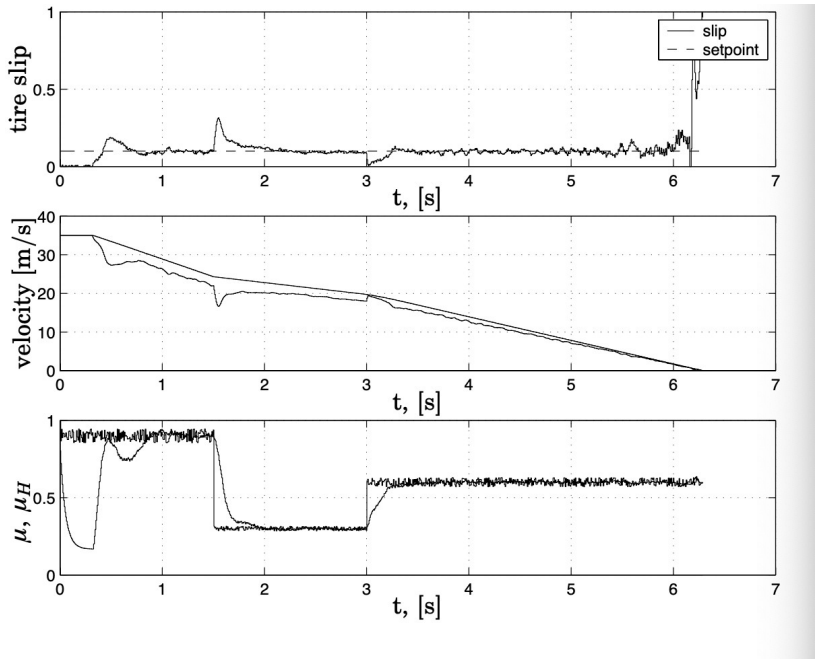


Figure 5 schéma de contrôle d'un ABS

L'environnement de simulation consiste en un modèle à quatre roues avec une dynamique de tangage ainsi que des estimateurs pour Un et v.
La figure 5 et 4 montrent les résultats de simulation pour une roue avant et une roue arrière. Notez l'influence de la

dynamique de tangage ce qui rend plus difficile le contrôle du patinage de la roue avant. Cela est dû à une force normale plus élevée F. qui, à son tour, se traduit par une plante plus rapide. Il y a aussi une différence mineure entre une roue gauche et une roue droite en raison au déplacement du centre de gravité de la voiture. Les tracés montrent le pneu contrôle du patinage dans un scénario où le freinage est commencé sur une surface de frottement élevée puis un point à faible frottement et enfin le freinage se termine sur une surface à fort frottement.
Cela signifie un scénario qui simulerait un freinage sur une surface sèche avec
un endroit humide ou glacé.
La troisième sous-parcelle montre l'estimation de la friction maximale, (notée
u) et le frottement maximal utilisé dans la simulation.